

РОССИЙСКОЕ АГЕНТСТВО  
ПО ПАТЕНТАМ И ТОВАРНЫМ ЗНАКАМ  
(РОСПАТЕНТ)



ФЕДЕРАЛЬНЫЙ ИНСТИТУТ  
ПРОМЫШЛЕННОЙ СОБСТВЕННОСТИ

Бережковская наб., 30, корп. 1, Москва, Г-59, ГСП-5, 123995  
Телефон 240 60 15. Телекс 114818 ПДЧ. Факс 243 33 37

REC'D 26 APR 2004

WIPO

PCT

Наш № 20/12-122

«18» марта 2004 г.

### СПРАВКА

Федеральный институт промышленной собственности (далее – Институт) настоящим удостоверяет, что приложенные материалы являются точным воспроизведением первоначального описания, формулы, реферата и чертежей (если имеются) заявки № 2003108246 на выдачу патента на изобретение, поданной в Институт в марте месяце 25 дня 2003 года (25.03.2003).

Название изобретения:

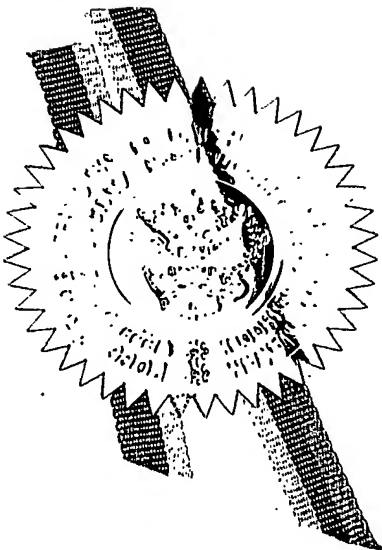
Героторный механизм винтовой гидромашины

Заявитель:

Общество с ограниченной ответственностью  
Фирма «Радиус-Сервис»

Действительные авторы:

АНДОСКИН Владимир Николаевич  
АСТАФЬЕВ Сергей Петрович  
ПУШКАРЁВ Максим Анатольевич  
ГЛИНКИН Алексей Сергеевич  
ФАДЕЕВ Михаил Валерьевич



PRIORITY DOCUMENT  
SUBMITTED OR TRANSMITTED IN  
COMPLIANCE WITH  
RULE 17.1(a) OR (b)

Заведующий отделом 20

А.Л.Журавлев

2003108246



F01C 1/16, 5/04

F04C 2/16

F04C 5/00

E21B 4/02

## Героторный механизм винтовой гидромашины

Изобретение относится к героторным механизмам винтовых забойных двигателей для бурения нефтяных и газовых скважин, к винтовым насосам для добычи нефти и перекачивания жидкостей, а также к винтовым гидромоторам общего назначения.

Известен многозаходный винтовой героторный механизм винтового забойного двигателя, содержащий статор с внутренними винтовыми зубьями, выполненными из упругоэластичного материала, например, из резины, и ротор с наружными винтовыми зубьями, число которых на единицу меньше числа зубьев статора, причем ось ротора смещена относительно оси статора на величину эксцентриситета, равную половине радиальной высоты зубьев, профили наружных зубьев ротора и внутренних зубьев статора в торцевом сечении выполнены взаимоогibaемыми, а ходы винтовых зубьев ротора и статора пропорциональны их числам зубьев [1].

В известной конструкции профили зубьев статора и ротора в торцевом сечении выполнены как огибающие общего исходного контура циклоидальной рейки, очерченной эквидистантой укороченной циклоиды. При этом в торцевом сечении толщина  $C_i$  зуба статора по среднему диаметру  $D_{cp}$  зубьев и окружной шаг  $S_i$  этих зубьев связаны соотношением:  $C_i/S_i=0,45-0,65$ , а толщина  $C_N$  зуба статора по среднему диаметру  $D_{cp}$  зубьев в сечении, перпендикулярном

направлению винтовой линии зуба статора, и радиальная высота  $h$  зуба статора связаны соотношением  $C_N/h \geq 1,75$ .

Недостатком известного героторного механизма является то, что суммарный диаметральный натяг в механизме распределяется по зубьям статора таким образом, что деформация выступа зуба статора значительно больше деформации его впадины, в результате чего может происходить смещение оси ротора в сторону уменьшения эксцентриситета и, как следствие, нарушаться расчётная кинематика героторного механизма, увеличиваться износ по вершинам зубьев ротора и статора, уменьшаться натяг в зоне полюса зацепления, снижаться ресурс героторного механизма.

Указанный недостаток частично устранён в героторном механизме, содержащем статор с внутренними винтовыми зубьями, выполненными из упругоэластичного материала, например, из резины, и ротор с наружными винтовыми зубьями, число которых на единицу меньше числа зубьев статора, причем ось ротора смещена относительно оси статора на величину эксцентриситета, равную половине радиальной высоты зубьев, ходы винтовых зубьев ротора и статора пропорциональны их числам зубьев [2]. Профиль зубьев статора в торцевом сечении выполнен как огибающая исходного контура циклоидальной рейки, очерченной эквидистантой с радиусом  $R_{C1}$  укороченной циклоиды, а профиль зубьев ротора в торцевом сечении выполнен как огибающая другого исходного контура циклоидальной рейки с радиусом эквидистанты  $R_{C2}$ , выполненным больше чем  $R_{C1}$  или связанным соотношением

$R_{C2} = R_{C1} + (0,1 \dots 0,5)E$ , где  $E$  – радиус производящей окружности, равный величине эксцентриситета [2].

Другим вариантом известной конструкции является выполнение героторного механизма таким образом, что профиль зубьев статора в торцевом сечении выполнен как огибающая исходного контура циклоидальной рейки, очерченной эквидистантой с радиусом  $R_{C1}$  укороченной циклоиды, а профиль зубьев ротора в торцевом сечении очерчен сопряженными дугами окружностей, причём выступ зуба ротора очерчен дугой радиуса  $R_B$  большего, чем радиус эквидистанты статора  $R_{C1}$  или связан с ним соотношением  $R_{C2} = R_{C1} + (0,1 \dots 0,5)E$ , а профиль впадины зуба ротора очерчен дугой радиуса  $R_V$ , зависящего от числа зубьев ротора, его наружного диаметра и эксцентриситета [2].

Недостатком известной конструкции является то, что за счет возникновения бокового и диаметрального натягов, распределенных равномерно, возникают высокие контактные напряжения, достигающие максимума при минимальных углах давления, что вызывает односторонний фрикционный износ зубьев (на левой стороне зубьев ротора, если смотреть со стороны подвода рабочей жидкости), а возникающие в зацеплении силы трения создают моменты сопротивления, препятствующие вращению ротора вокруг своей оси и его планетарному движению, что ухудшает энергетические характеристики механизма.

Наиболее близким к заявляемому изобретению является многозаходный героторный механизм винтовой гидравлической машины, содержащий элементы в виде статора с внутренними винтовыми зубьями, выполненными из

упругоэластичного материала, например, из резины, и ротора с наружными винтовыми зубьями, число которых на единицу меньше числа зубьев статора, причем ось ротора смещена относительно оси статора на величину эксцентриситета, равную половине радиальной высоты зубьев, торцевой профиль зубьев одного из элементов выполнен как огибающая исходного контура рейки, очерченной эквидистантой укороченной циклоиды со смещением, а торцевой профиль зубьев другого элемента выполнен в виде эквидистанты огибающей первого элемента при обкатывании без проскальзывания их центроид, а величина эквидистантности составляет половину величины диаметрального натяга в зацеплении [3].

Недостатком известной конструкции является то, что не учитываются условия скольжения винтовых зубьев ротора по винтовым зубьям статора, то есть в зоне максимально удалённой от мгновенного центра вращения (полюса зацепления), где скорости скольжения наибольшие, за счёт равномерно распределённого натяга возникает повышенный износ упругоэластичных зубьев статора и износостойкого покрытия зубьев ротора. Другим недостатком является то, что не учитываются условия эксплуатации героторного механизма (температура, характер нагрузок при бурении различных по твёрдости и составу пород), например, для «горячих» скважин с температурой выше 100°C требуется применение героторных механизмов с зазором в зацеплении ротор – статор. Применение в таких скважинах героторных механизмов с натягом в зацеплении может привести к повышенному износу, резкому снижению КПД и заклиниванию механизма. Ещё одним недостатком известной конструкции

является отсутствие возможности изменения натяга и корригирования формы зубьев ротора и статора без изменения наружных диаметров ротора и/или статора, что не позволяет создать надёжное уплотнение по контактными линиям в героторном механизме с «нулевым» радиальным натягом в зацеплении.

Техническая задача, на решение которой направлено заявляемое изобретение, заключается в улучшении энергетических характеристик героторного механизма винтовой гидромашины при подводе к ней гидравлической мощности и возникающем перепаде давления в рабочих органах, повышении её ресурса и снижении гидромеханических потерь за счёт образования в зацеплении бокового натяга, улучшения уплотнения по контактными линиям и снижения контактных нагрузок в зоне максимальных скоростей скольжения путём перераспределения натяга в зацеплении и его оптимизации в зависимости от расстояния между мгновенным центром вращения (полусом зацепления) и зоной контакта профилей.

Другой технической задачей является повышение технологичности изготовления и уменьшение стоимости героторного механизма за счёт упрощения селективного подбора рабочих пар по радиальному натягу, а также улучшение энергетических характеристик героторных механизмов с учётом условий эксплуатации, например, для «горячих» скважин за счёт уменьшения бокового натяга или создания бокового зазора при постоянном радиальном натяге.

Сущность технического решения заключается в том, что в героторном механизме винтовой гидромашины, состоящем из статора с внутренними

винтовыми зубьями, выполненными из упругоэластичного материала, например, из резины, и ротора с наружными винтовыми зубьями, число которых на единицу меньше числа зубьев статора, причём ходы винтовых линий статора и ротора пропорциональны их числам зубьев, ось ротора смещена относительно оси статора на величину эксцентриситета, равную половине радиальной высоты зубьев, согласно изобретению профили ротора и/или статора в их торцевом сечении очерчены как огибающие исходного контура инструментальной рейки, образованного сопряжением дуг окружностей, при обкатке исходного контура инструментальной рейки без скольжения по соответствующим инструментальным окружностям, причём радиусы дуг окружностей исходного контура определены выражениями:

$$r_n = K[(\pi^2 r_{w1}^2 / 4Ez_1^2) + E] / (K+1) \text{ или } r_n = K[(\pi^2 r_{w2}^2 / 4Ez_2^2) + E] / (K+1), \quad r_c = r_n / K, \text{ где}$$

$r_n$  — исходный радиус профиля инструментальной рейки,  
 $K=(0,5...2)$  — коэффициент формы исходного контура,  
 $r_{w1}, r_{w2}$  — радиусы инструментальных окружностей соответственно статора и ротора,  $E$  — эксцентриситет зацепления,  
 $z_1, z_2$  — числа зубьев соответственно статора и ротора  
 $r_c$  — сопряжённый радиус профиля инструментальной рейки.

Кроме того, в героторном механизме винтовой гидромашины профиль половины каждого из зубьев в торцевом сечении ротора и/или статора может быть очерчен как огибающая исходного контура инструментальной рейки, образованного эквидистантой укороченной циклоиды, при обкатке исходного

контура инструментальной рейки без скольжения по соответствующей инструментальной окружности.

При выполнении указанных соотношений для исходного контура инструментальной рейки и при сборке героторных механизмов с различными вариантами профилей обеспечивается возможность создания бокового натяга в зацеплении. В результате чего достигается надежное уплотнение по контактным линиям при подаче к гидромашине потоком жидкости гидравлической мощности, появляется возможность уменьшения радиального натяга в зацеплении и сборки рабочих пар без селективного подбора. Снижается момент сил сопротивления за счет уменьшения радиального натяга и контактных нагрузок на участках, максимально удаленных от мгновенного центра вращения (полюса зацепления), то есть в зоне максимальных скоростей скольжения. Учитываются условия скольжения винтовых зубьев ротора по винтовым зубьям статора за счёт перераспределения натяга в зацеплении в сторону его уменьшения от зон минимальных скоростей скольжения к зонам, где скорости скольжения максимальны.

Кроме того, за счёт подбора коэффициента  $K$  обеспечивается возможность:

- изменения боковых натягов в зацеплении при постоянном радиальном натяге;
- получения бокового зазора в зацеплении при наличии радиального натяга;
- получения радиального зазора в зацеплении при наличии бокового натяга .



Выполнение профиля одной половины каждого из зубьев в торцевом сечении ротора и/или статора как огибающей исходного контура инструментальной рейки, образованного эквидистантой укороченной циклоиды, а профиля другой половины зуба ротора и/или статора как огибающей исходного контура инструментальной рейки, образованного сопряжением дуг окружностей, позволяет дополнительно учитывать условия эксплуатации механизма, уменьшить односторонний износ зубьев.

Коэффициент формы исходного контура  $K$  выбирается в зависимости от условий эксплуатации героторного механизма и вариантов его сборки, например, для обеспечения бокового натяга в зацеплении ротора, имеющего профиль винтовых зубьев в соответствии с заявляемым изобретением, со статором, имеющим профиль, очерченный циклоидальной рейкой, коэффициент  $K$  выбирается больше или равным 1. Величина радиального натяга зависит от выбранных величин смещения исходного контура инструментальной рейки при формообразовании сопрягаемых профилей. При коэффициенте  $K$  менее 0,5 чрезмерно уменьшается толщина зуба ротора и соответственно увеличивается толщина зуба статора, при коэффициенте  $K$  более 2 чрезмерно увеличивается толщина зуба ротора и соответственно уменьшается толщина зуба статора, что исключает возможность использования заявляемых роторов и/или статоров с роторами и/или статорами героторных механизмов, эксплуатируемых в России.

Ниже представлены варианты конструкции героторного механизма.

На фиг. 1 показан продольный разрез героторного механизма винтовой забойной гидромашины.

На фиг. 2 показано поперечное сечение героторного механизма по линии А-А.

На фиг. 3 показана схема образования исходного контура инструментальной рейки, полученного сопряжением дуг окружностей с радиусами  $r_n$  и  $r_c$ .

На фиг. 4 показано образование профиля ротора от исходного контура инструментальной рейки, полученного сопряжением дуг окружностей.

На фиг. 5 показано образование профиля статора от исходного контура инструментальной рейки, полученного сопряжением дуг окружностей.

На фиг. 6 показан пример зацепления статора и ротора с «нулевым» радиальным натягом при наличии боковых натягов (изображены в увеличенном масштабе).

На фиг. 7 показан пример зацепления статора и ротора для использования в «горячих» скважинах с «нулевым» радиальным натягом при наличии боковых зазоров (изображены в увеличенном масштабе).

На фиг. 8 показан пример зацепления статора и ротора, у которых одна половина профиля каждого из зубьев очерчена как огибающая исходного контура циклоидальной рейки (зазоры и натяги изображены в увеличенном масштабе).

Героторный механизм винтовой гидромашины, см. фиг. 1, 2, содержит статор 1 с внутренними винтовыми зубьями 2, ротор 3 с наружными винтовыми зубьями 4, число которых на единицу меньше числа внутренних винтовых зубьев 2 статора 1. Внутренние винтовые зубья 2 статора 1 выполнены из

упругоэластичного материала, например, из резины, привулканизованной к внутренней поверхности остова 5 статора 1. Ось 6 статора 1 смещена относительно оси 7 ротора 3 на эксцентриситет 8, величина которого  $E$  равна половине радиальной высоты  $h$  зубьев 2 и 4. Рабочая центроида 9 (начальная окружность) статора 1 с радиусом  $s=Ez_1$  касается рабочей центроиды 10 (начальной окружности) ротора 3 с радиусом  $b=Ez_2$  в полюсе зацепления  $P$ , см. фиг. 2. Ходы винтовых линий  $T1$  и  $T2$  зубьев 2 и 4 соответственно статора 1 и ротора 3, см. фиг. 1, пропорциональны их числам зубьев  $z_1$  и  $z_2$ .

Существенным признаком исходного контура инструментальной рейки героторного механизма согласно изобретению является то, что он образован сопряжением дуг окружностей, см. фиг. 3, исходный радиус одной из которых определён выражением  $r_n = K[(\pi^2 r_{w1}^2 / 4Ez_1^2) + E] / (K+1)$  или

$r_n = K[(\pi^2 r_{w2}^2 / 4Ez_2^2) + E] / (K+1)$ , сопряжённый радиус другой определён выражением  $r_c = r_n / K$ , координаты текущих точек  $m$  и  $n$  исходного контура

определены выражениями:  $X_m = r_n(\cos(\Psi_m) - 1) + 2E$ ,  $Y_m = r_n \sin \Psi_m$ ,

$X_n = r_c(1 - \cos \Psi_n)$ ,  $Y_n = (\pi r_{w1(2)} / z_{1(2)}) - r_c \sin \Psi_n$ , где  $\Psi_m = (0 \dots \Psi_a)$ ,

$\Psi_n = (0 \dots \Psi_a)$  — центральные углы с выбранной дискретностью на участках исходного контура с радиусами  $r_n$  и  $r_c$  соответственно,

$\Psi_a = \arcsin [(\pi r_{w1(2)} / z_{1(2)}) / (r_n + r_c)]$  — центральный угол исходного контура в точке

сопряжения дуг окружностей. Контур, образованный дугами окружностей, имеет высоту равную  $2E$  и длину, равную  $2\pi r_{w1(2)} / z_{1(2)}$ . При этом угол профиля

исходного контура, сопряженного дугами окружностей, определён выражениями

$$\alpha_{pt} = (\pi/2) - \Psi_m \text{ или } \alpha_{pt} = (\pi/2) - \Psi_n, \text{ см. фиг. 3.}$$

Существенным признаком профилей зубьев ротора 3 и/или статора 1 в торцевом сечении героторного механизма является то, что они очерчены как огибающие исходного контура 11 инструментальной рейки, образованного сопряжением дуг окружностей 12 и 13 с радиусами  $r_n$  и  $r_c$  соответственно, см. фиг. 4 и 5. Профиль зубьев 4 и 2 образуется при качении инструментальной прямой 14 и связанного с ней исходного контура 11 без скольжения по соответствующим инструментальным окружностям. При этом дуга с радиусом  $r_n$  формирует преимущественно профиль вершины зуба 4 ротора 3, см. фиг. 4, и профиль впадины зуба 2 статора 1, см. фиг. 5, а дуга с радиусом  $r_c$  формирует преимущественно профиль впадины зуба 4 ротора 3, см. фиг. 4, и профиль вершины зуба 2 статора 1, см. фиг. 5. Радиусы инструментальных окружностей 15 ротора 3 и 16 статора 1, см. фиг. 4 и фиг. 5, выбираются, исходя из числа зубьев и величины эксцентриситета. Для выполнения заданных диаметров ротора 3 по выступам зубьев 4 и статора 1 по впадинам зубьев 2 задаются величины смещения  $x_2$  и  $x_1$  исходных контуров ротора и статора соответственно, см. фиг. 4 и 5. При этом профиль ротора 3 в торцевом сечении определён выражениями:

$$X_{d2} = (X_{n(m)} + r_{w2} + x_2) \cos \varphi_{d2} - (Y_{n(m)} - r_{w2} \varphi_{d2}) \sin \varphi_{d2},$$

$$Y_{d2} = (X_{n(m)} + r_{w2} + x_2) \sin \varphi_{d2} + (Y_{n(m)} - r_{w2} \varphi_{d2}) \cos \varphi_{d2},$$

а профиль статора в торцевом сечении определён выражениями:

$$X_{d1} = (X_{n(m)} + r_{w1} + x_1) \cos \varphi_{d1} - (Y_{n(m)} - r_{w1} \varphi_{d1}) \sin \varphi_{d1},$$

$Y_{d1} = (X_{n(m)} + r_{w1} + x_1) \sin \varphi_{d1} + (Y_{n(m)} - r_{w1} \varphi_{d1}) \cos \varphi_{d1}$ , где

$\varphi_{d2} = 2[(Y_{n(m)} - (x_2 + X_{n(m)}) \operatorname{ctg} \alpha_{pt}) / d_{w2}]$ ,  $\varphi_{d1} = 2[(Y_{n(m)} - (x_1 + X_{n(m)}) \operatorname{ctg} \alpha_{pt}) / d_{w1}]$  — углы поворота подвижной системы координат  $X_t O_t Y_t$ , связанной с инструментальной рейкой, относительно неподвижной системы координат  $X_d O_d Y_d$ , связанной с центром соответствующей инструментальной окружности, см. фиг. 4 и 5.

Одним из примеров конструкции героторного механизма является вариант, когда в зацеплении статора 1 и ротора 3 радиальный натяг  $\Delta_0$  отсутствует при наличии боковых натягов  $\Delta_1$ ,  $\Delta_2$ ,  $\Delta_3$ , см. фиг. 6. В примере показано зацепление профиля ротора 3, очерченного как огибающая исходного контура 11 инструментальной рейки, образованного сопряжением дуг окружностей с коэффициентом  $K$  больше единицы, и профиля статора 1, очерченного как огибающая исходного контура инструментальной рейки, образованного эквидистантой укороченной циклоиды. В рассмотренном примере боковой натяг распределён таким образом, что он уменьшается от зон минимальных скоростей скольжения к зонам, где скорости скольжения максимальны, то есть к наиболее удалённым от полюса зацепления  $P$  ( $\Delta_1 < \Delta_2 < \Delta_3$ ), см. фиг. 6, что обеспечивает высокие энергетические характеристики механизма и снижает износ вершин упругоэластичных зубьев 2 статора 1 и вершин зубьев 4 ротора 3.

Другим примером конструкции героторного механизма является вариант, когда в зацеплении статора 1 и ротора 3 радиальный натяг  $\Delta_0$  отсутствует при наличии боковых зазоров  $\lambda$ , см. фиг. 7. В примере показано зацепление профиля ротора 3, очерченного как огибающая исходного контура 11 инструментальной рейки, образованного сопряжением дуг окружностей с коэффициентом  $K$

меньше единицы, и профиля статора 1, очерченного как огибающая исходного контура инструментальной рейки, образованного эквидистантой укороченной циклоиды. В рассмотренном примере боковые зазоры  $\lambda$  распределены таким образом, что обеспечиваются более высокие в сравнении с механизмом, имеющим в зацеплении равномерный зазор, энергетические характеристики героторного механизма при работе в «горячих» скважинах (с температурами выше  $100^{\circ}\text{C}$ ), снижается отрицательное влияние перекашивающего момента за счёт обеспечения контакта в точках L и M, см. фиг. 7, и вероятность заклинивания героторного механизма в «горячей» скважине.

Ещё одним примером конструкции героторного механизма является вариант, когда в зацеплении статора 1 и ротора 3 радиальный натяг  $\Delta_0$  отсутствует при наличии боковых зазоров  $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$  и боковых натягов  $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3$ , см. фиг. 8. В примере показано зацепление ротора 3 и статора 1, у которых одна половина профиля каждого из зубьев очерчена как огибающая исходного контура 11 инструментальной рейки, образованного сопряжением дуг окружностей с коэффициентом K меньше единицы, а другая половина профиля зуба очерчена как огибающая исходного контура инструментальной рейки, образованного эквидистантой укороченной циклоиды. Причём ротор 3 и статор 1 собраны таким образом, что профили, очерченные как огибающие исходного контура 11 инструментальной рейки, образованного сопряжением дуг окружностей, контактируют в зацеплении с профилями, очерченными как огибающие исходного контура инструментальной рейки, образованного

эквидистантой укороченной циклоиды. В рассмотренном примере имеются боковые зазоры  $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$  и боковые натяги  $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3$ , см. фиг.8, что обеспечивает снижение одностороннего износа зубьев за счёт уменьшения контактных нагрузок в зонах максимальных скоростей скольжения и в зонах минимальных углов давления. Кроме того, за счёт возникновения перепада давления между полостями с боковыми зазорами и полостями с боковыми натягами снижается отрицательное воздействие перекашивающего момента, так как указанные полости распределяются равномерно по всей длине героторного механизма.

Возможны и другие варианты зацепления в героторных механизмах, причём корректирование формы зуба и изменение величины натяга обеспечиваются подбором оптимальных величин коэффициента  $K$  и смещений  $x_1$  и  $x_2$  исходных контуров инструментальных реек при проектировании механизма.

Героторный механизм забойной гидромашины работает следующим образом. При использовании героторного механизма в винтовом забойном двигателе промывочная жидкость подаётся в верхнюю часть героторного механизма по колонне бурильных труб (на фиг. не показаны). Под действием перепада давления промывочной жидкости ротор 3 совершает планетарное движение внутри статора 1, обкатываясь винтовыми зубьями 4 по винтовым зубьям 2 статора 1, см. фиг. 1, 2. При этом ось 7 ротора 3 совершает вращение вокруг оси 6 статора 1 по окружности радиуса  $E$ , а сам ротор 3 поворачивается вокруг своей оси 7 в направлении, противоположном направлению планетарного движения, см. фиг. 2.

Кинематически движение ротора 3 относительно статора 1 определяется качением без скольжения центроиды 10 ротора 3 радиусом  $b=Ez_2$  по центроиде 9 статора 1 радиусом  $c=Ez_1$  с мгновенным центром вращения ротора 3, находящимся в точке касания центроид – полюсе Р зацепления, см. фиг. 2. В зацеплении происходит разделение полостей высокого и низкого давления по контактными линиям, при этом в случае наличия боковых натягов обеспечивается надёжное уплотнение между полостями высокого и низкого давлений, что способствует снижению утечек рабочей жидкости и, как следствие, повышению энергетических характеристик героторного механизма (мощности и КПД). Кроме того, за счёт отсутствия радиального натяга и снижения контактных нагрузок в зоне, максимально удалённой от полюса зацепления, где скорости скольжения наибольшие, см. фиг. 6, снижается момент сил сопротивления и износ вершин зубьев 2 статора 1 и зубьев 4 ротора 3, что также способствует повышению энергетических характеристик героторного механизма и его износостойкости. При наличии в зацеплении боковых зазоров (механизм для работы в «горячей» скважине) принцип работы механизма аналогичен описанному выше, уплотнение обеспечивается за счёт расширения упругоэластичных зубьев 2 статора 1 и зубьев 4 ротора 3, при этом контактные напряжения и, соответственно, силы трения в механизме оптимальны для обеспечения его высоких энергетических характеристик и высокой износостойкости.

Планетарное вращение ротора 3 передаётся на вал опорного узла и связанный с ним породоразрушающий инструмент (на фиг. не показаны).



При использовании героторного механизма в винтовых насосах ротор 3 приводится во вращение и, обкатываясь по зубьям 2 статора 1, преобразует механическую энергию вращения в гидравлическую энергию потока жидкости. Кинематика движения ротора 3 винтового насоса и преимущества, получаемые при использовании предложенных вариантов героторных механизмов, аналогичны описанным выше для винтового двигателя.

#### **Источники информации:**

1. RU, патент 2165531, кл. F01C 1/16, 5/04, E21B4/02, 2000.
2. RU, патент 2166603, кл. E21B 4/02, 2000.
3. RU, патент 2194880, кл. F04C 2/16, F04C 5/00, 2002.12.20 – прототип.

### Формула изобретения

1. Героторный механизм винтовой гидромашины, состоящий из статора с внутренними винтовыми зубьями, выполненными из упругоэластичного материала, например, из резины, и ротора с наружными винтовыми зубьями, число которых на единицу меньше числа зубьев статора, причём ходы винтовых линий статора и ротора пропорциональны их числам зубьев, ось ротора смещена относительно оси статора на величину эксцентриситета, равную половине радиальной высоты зубьев, отличающийся тем, что профили ротора и/или статора в их торцевом сечении очерчены как огибающие исходного контура инструментальной рейки, образованного сопряжением дуг окружностей, при обкатке исходного контура инструментальной рейки без скольжения по соответствующим инструментальным окружностям, причём радиусы дуг окружностей исходного контура определены выражениями:

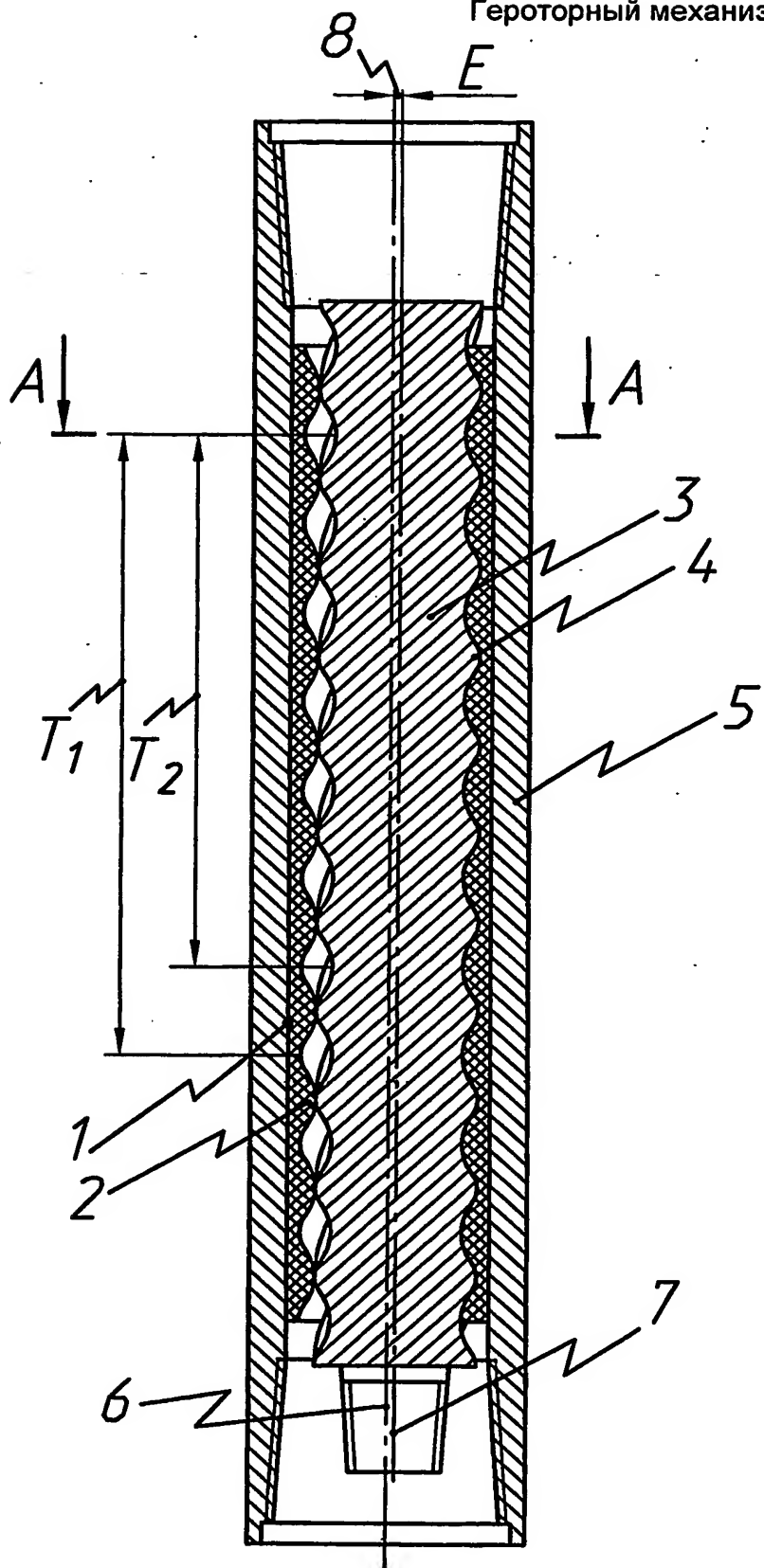
$$r_n = K[(\pi^2 r_{w1}^2 / 4Ez_1^2) + E] / (K+1) \quad \text{или} \quad r_n = K[(\pi^2 r_{w2}^2 / 4Ez_2^2) + E] / (K+1), \quad r_c = r_n / K,$$

где  $r_n$  — исходный радиус профиля инструментальной рейки,  $K=(0,5...2)$  — коэффициент формы исходного контура,  $r_{w1}$ ,  $r_{w2}$  — радиусы инструментальных окружностей соответственно статора и ротора,  $E$  — эксцентриситет зацепления,

$z_1, z_2$  — числа зубьев соответственно статора и ротора  
 $r_c$  — сопряжённый радиус профиля инструментальной рейки.

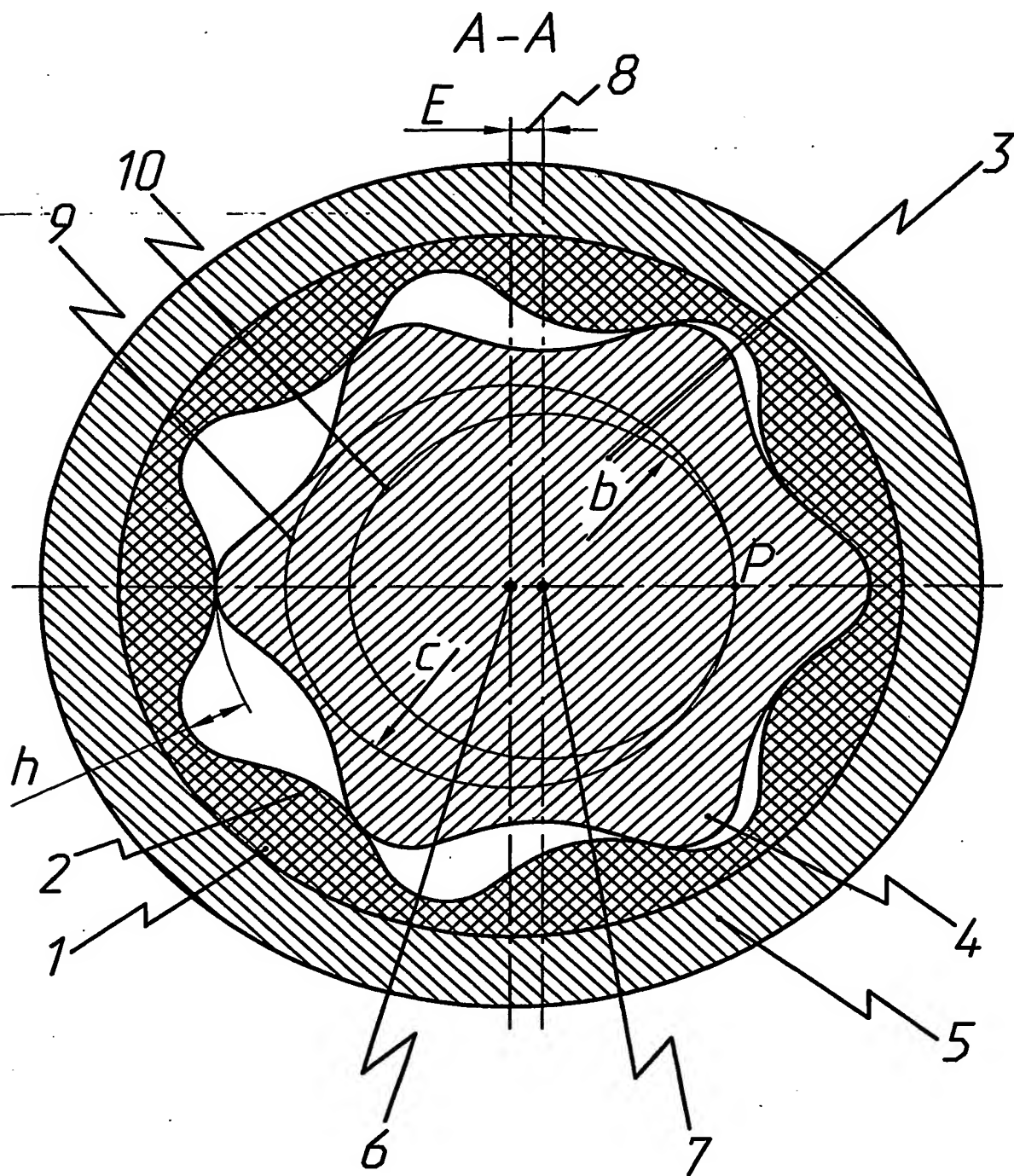
2. Героторный механизм винтовой гидромашины по п. 1, отличающийся тем, что профиль половины каждого из зубьев в торцевом сечении ротора и/или статора очерчен как огибающая исходного контура инструментальной рейки, образованного эквидистантой укороченной циклоиды, при обкатке исходного контура инструментальной рейки без скольжения по соответствующей инструментальной окружности.

Героторный механизм винтовой гидромашины

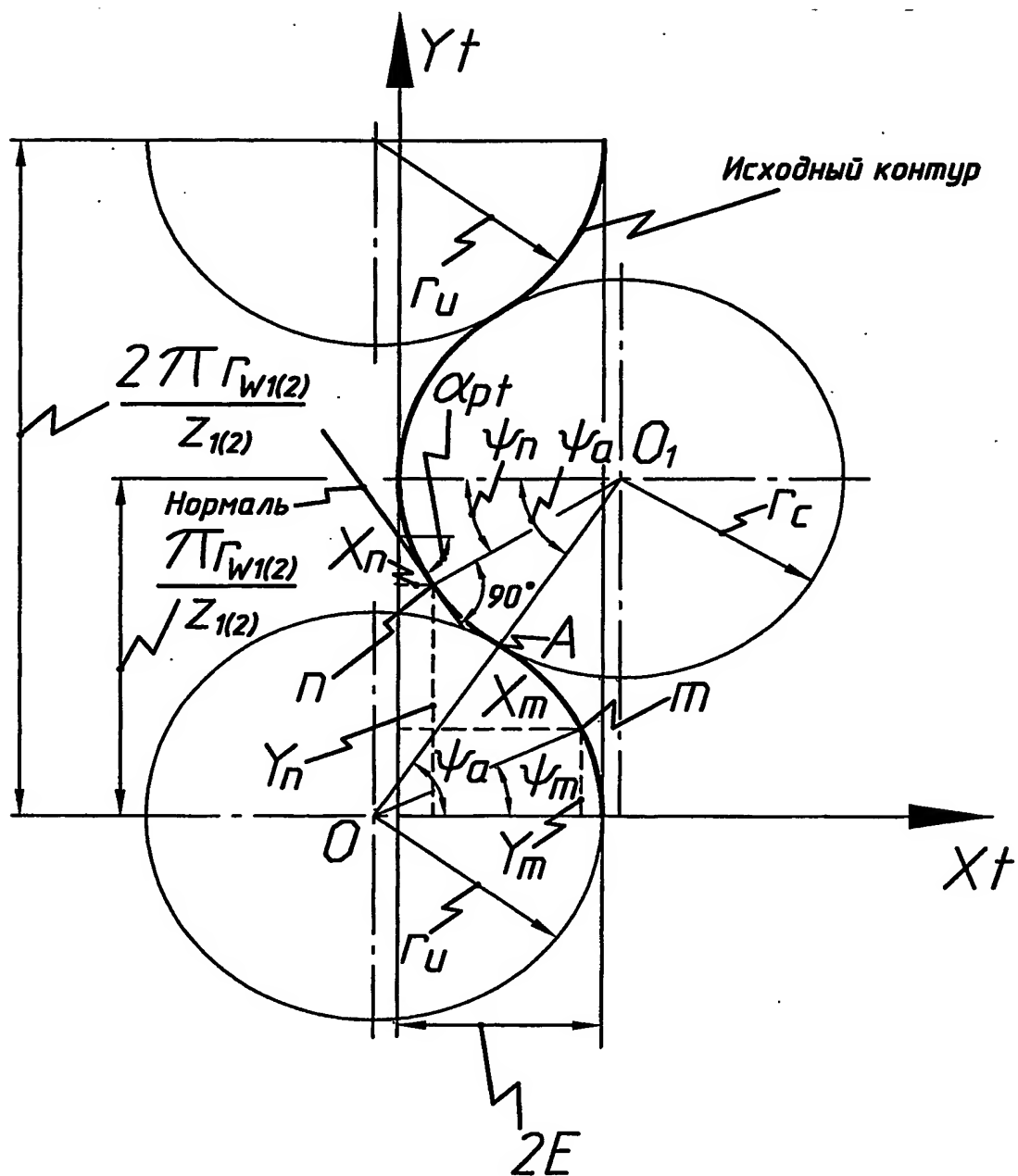


Фиг. 1

Героторный механизм винтовой гидромашины

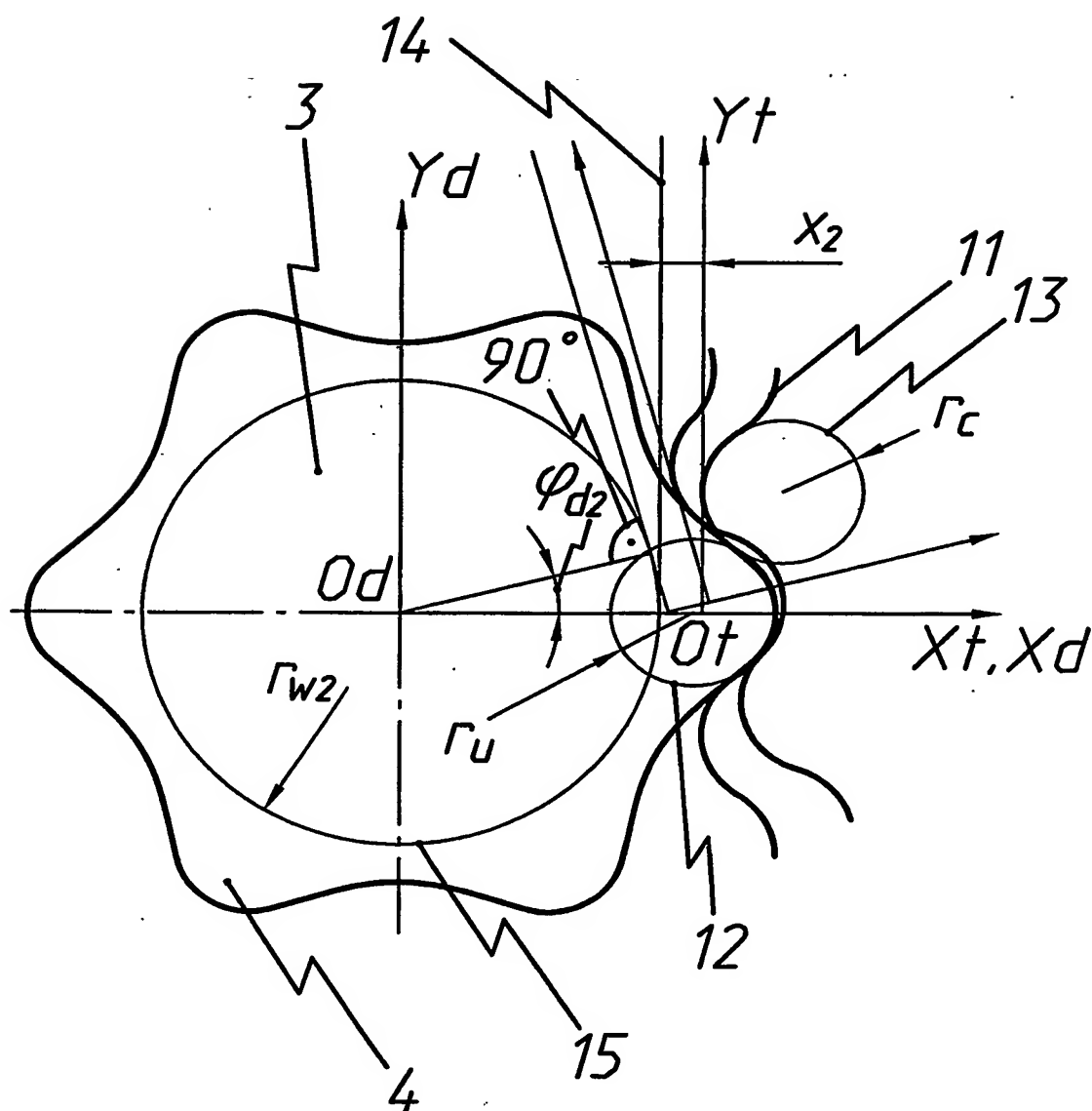


Фиг. 2

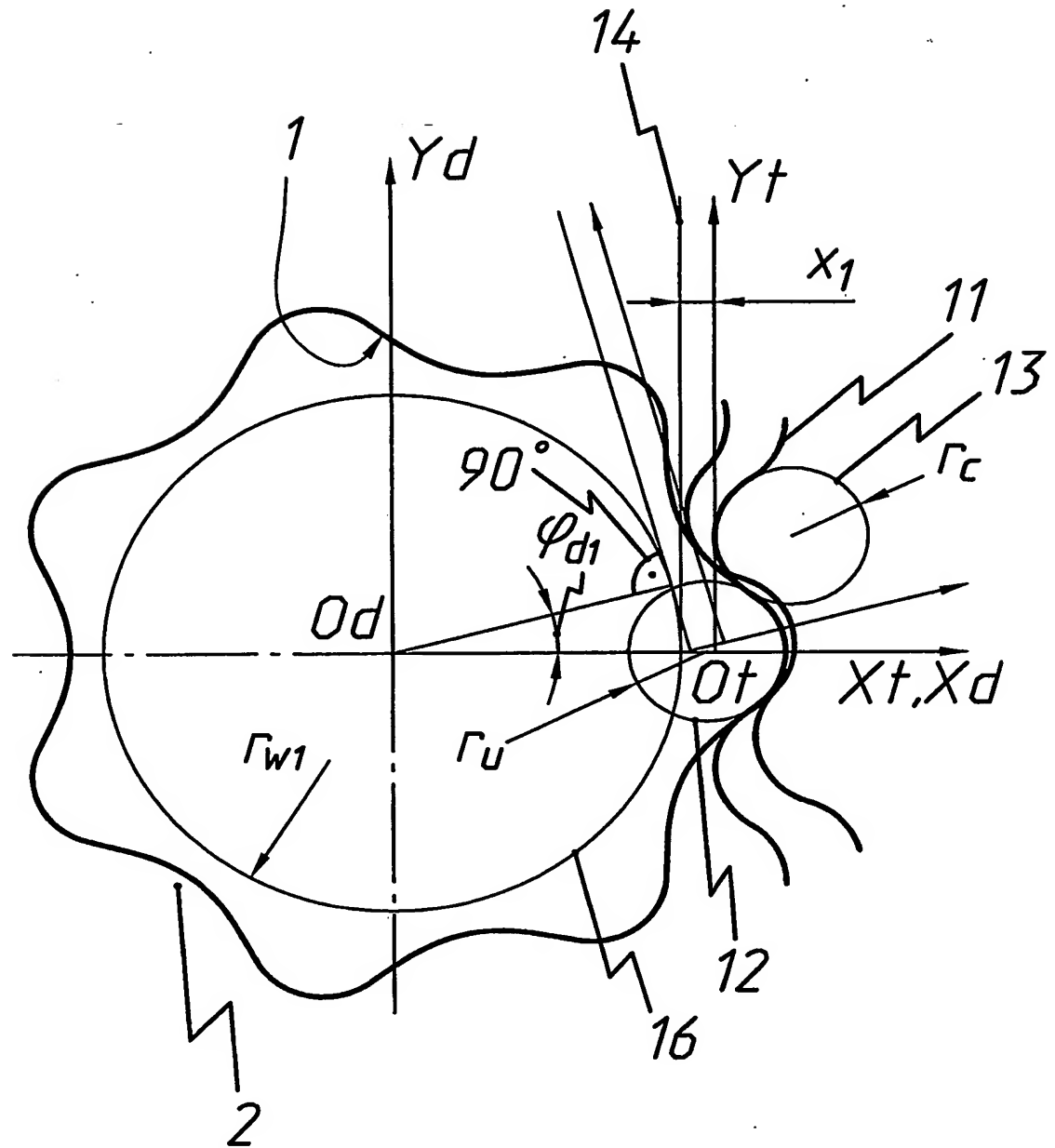


$\phi_{uz.3}$

$\Phi_{U2.4}$



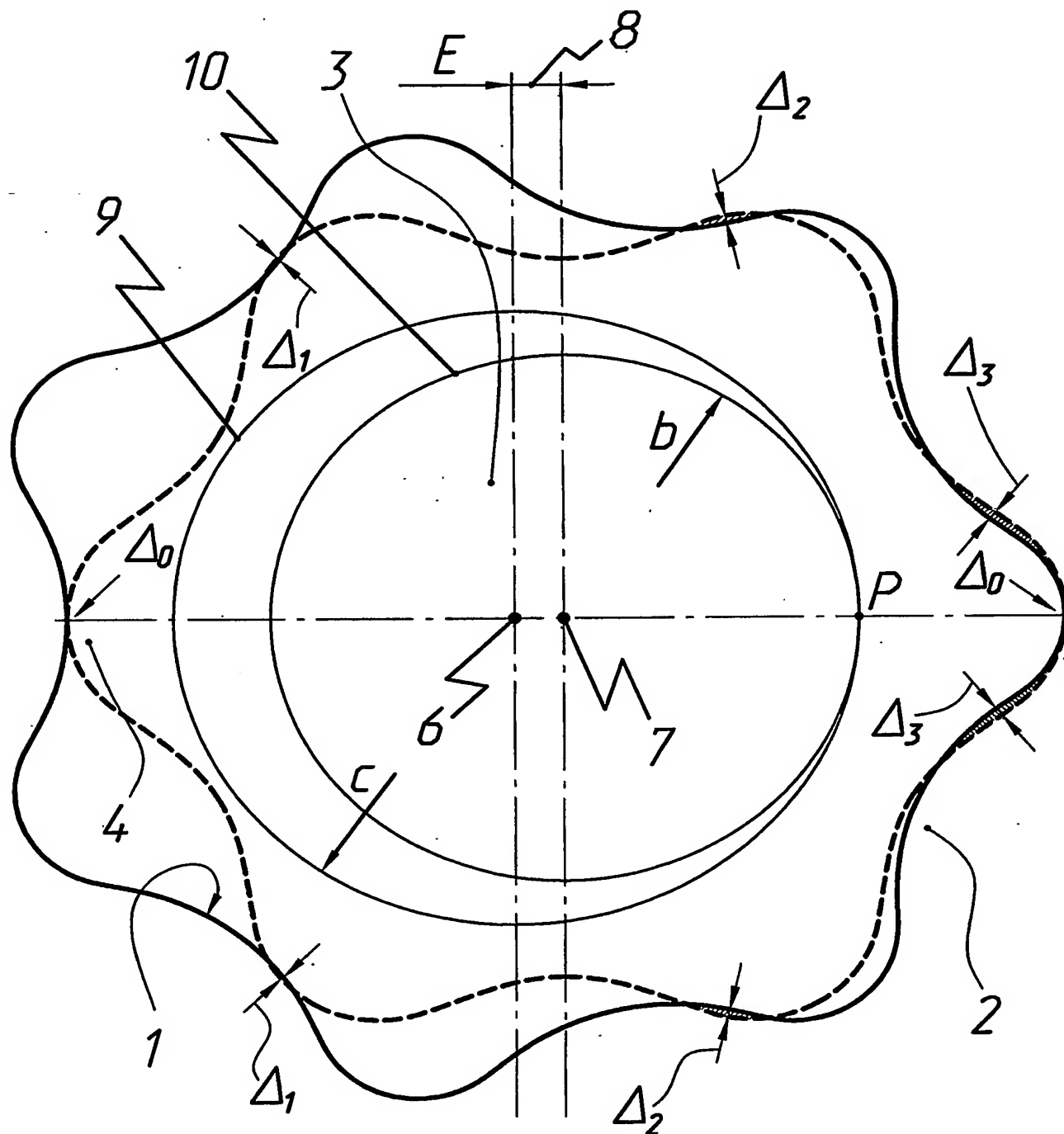
Героторный механизм винтовой гидромашины



Фиг. 5



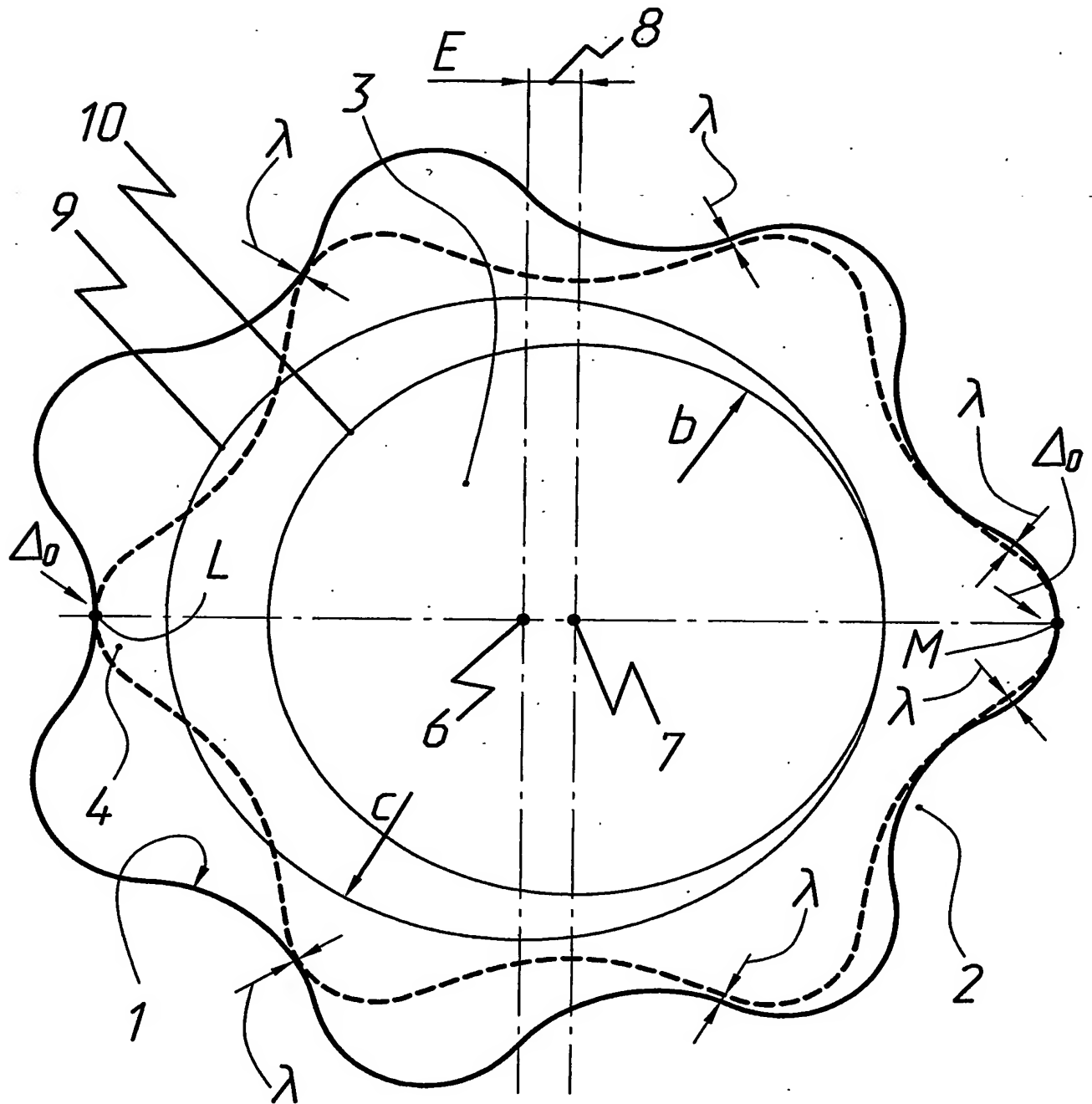
Героторный механизм винтовой гидромашины



- Профиль, очерченный исходным контуром, образованным сопряжением дуг окружностей
- Профиль, очерченный исходным контуром, образованным эквидистантой укороченной циклоиды

Фиг. 6

Героторный механизм винтовой гидромашины

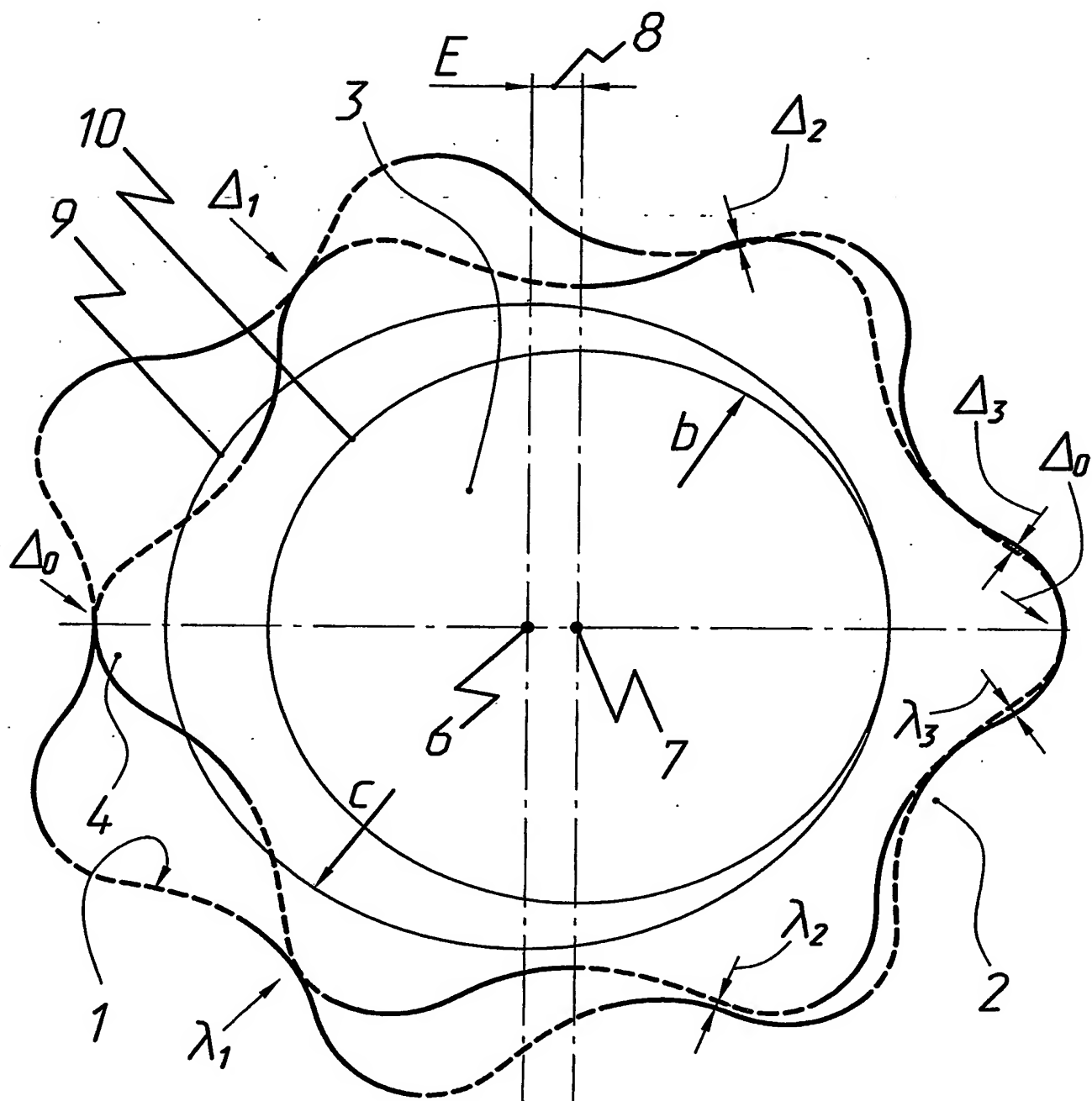


----- Профиль, очерченный исходным контуром, образованным сопряжением дуг окружностей

———— Профиль, очерченный исходным контуром, образованным эквидистантой укороченной циклоиды

Фиг. 7

Героторный механизм винтовой гидромашины



----- Профиль, очерченный исходным контуром, образованным сопряжением дуг окружностей

———— Профиль, очерченный исходным контуром, образованным эквидистантой укороченной циклоиды

Фиг. 8

## **Реферат изобретения**

### **Героторный механизм винтовой гидромашины**

Изобретение относится к героторным механизмам винтовых забойных двигателей для бурения нефтяных и газовых скважин, к винтовым насосам для добычи нефти и перекачивания жидкостей, а также к винтовым гидромоторам общего назначения.

Техническая задача заключается в улучшении энергетических характеристик героторного механизма винтовой гидромашины при подводе к ней гидравлической мощности и возникающем перепаде давления в рабочих органах, повышении её ресурса и снижении гидромеханических потерь за счёт образования в зацеплении бокового натяга, улучшения уплотнения по контактными линиям и снижения контактных нагрузок в зоне максимальных скоростей скольжения путём перераспределения натяга в зацеплении и его оптимизации в зависимости от расстояния между мгновенным центром вращения (полусом зацепления) и зоной контакта профилей.

Другой технической задачей является повышение технологичности изготовления и уменьшение стоимости героторного механизма за счёт упрощения селективного подбора рабочих пар по радиальному натягу, а также улучшение энергетических характеристик героторных механизмов с учётом условий эксплуатации, например, для скважин с температурой

выше 100°C за счёт уменьшения бокового натяга или создания бокового зазора при постоянном радиальном натяге.

Новизна изобретения заключается в том, профили ротора и/или статора в их торцевом сечении очерчены как огибающие исходного контура инструментальной рейки, образованного сопряжением дуг окружностей, при обкатке исходного контура инструментальной рейки без скольжения по соответствующим инструментальным окружностям, причём радиусы дуг окружностей исходного контура определены выражениями:

$$r_n = K[(\pi^2 r_{w1}^2 / 4Ez_1^2) + E] / (K+1) \quad \text{или} \quad r_n = K[(\pi^2 r_{w2}^2 / 4Ez_2^2) + E] / (K+1),$$

$r_c = r_n / K$ , где  $r_n$  — исходный радиус профиля инструментальной рейки,

$K=(0,5...2)$  — коэффициент формы исходного контура,

$r_{w1}, r_{w2}$  — радиусы инструментальных окружностей соответственно

статора и ротора,  $E$  — эксцентриситет зацепления,

$z_1, z_2$  — числа зубьев соответственно статора и ротора

$r_c$  — сопряжённый радиус профиля инструментальной рейки.

Кроме того, профиль половины каждого из зубьев в торцевом сечении ротора и/или статора может быть очерчен как огибающая исходного контура инструментальной рейки, образованного эквидистантой укороченной циклоиды, при обкатке исходного контура инструментальной рейки без скольжения по соответствующей инструментальной окружности,